

特許協力条約に基づく国際出願願書

原本(出願用)

0	受理官庁記入欄	
0-1	国際出願番号	
0-2	国際出願日	
0-3	(受付印)	
0-4	様式-PCT/RO/101 この特許協力条約に基づく国際出願願書は、	
0-4-1	右記によって作成された。	PCT-SAFE [EASY mode] Version 3.50 (Build 0002.158)
0-5	申立て 出願人は、この国際出願が特許協力条約に従って処理されることを請求する。	
0-6	出願人によって指定された受理官庁	日本国特許庁 (RO/JP)
0-7	出願人又は代理人の書類記号	PCT041039
I	発明の名称	波動歯車装置
II	出願人	
II-1	この欄に記載した者は	出願人である (applicant only)
II-2	右の指定国についての出願人である。	米国を除く全ての指定国 (all designated States except US)
II-4ja	名称	株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ
II-4en	Name:	HARMONIC DRIVE SYSTEMS INC.
II-5ja	あて名	1400013 日本国
II-5en	Address:	東京都品川区南大井6丁目25番3号 25-3, Minamioi 6-chome, Shinagawa-ku, Tokyo 1400013 Japan
II-6	国籍(国名)	日本国 JP
II-7	住所(国名)	日本国 JP
II-8	電話番号	0263-83-6800
II-9	ファクシミリ番号	0263-83-6900

特許協力条約に基づく国際出願願書

原本(出願用)

III-1	その他の出願人又は発明者		
III-1-1	この欄に記載した者は	出願人及び発明者である (applicant and inventor)	
III-1-2	右の指定国について出願人である。	米国のみ (US only)	
III-1-4ja	氏名(姓名)	清沢 芳秀	
III-1-4en	Name (LAST, First):	KIYOSAWA, Yoshihide	
III-1-5ja	あて名	3998305	
III-1-5en	Address:	日本国 長野県南安曇郡穂高町大字牧1856-1 株式会社 社ハーモニック・ドライブ・システムズ 穂高工場内 c/o HARMONIC DRIVE SYSTEMS INC. Hotaka-Kojo 1856-1, Oaza Maki, Hotaka-machi, Minamiazumi-gun Nagano 3998305 Japan	
III-1-6	国籍(国名)	日本国 JP	
III-1-7	住所(国名)	日本国 JP	
IV-1	代理人又は共通の代表者、通知のあて名 下記の者は国際機関において右記のごとく 出願人のために行動する。	代理人 (agent)	
IV-1-1ja	氏名(姓名)	横沢 志郎	
IV-1-1en	Name (LAST, First):	YOKOZAWA, Shiro	
IV-1-2ja	あて名	3900852	
IV-1-2en	Address:	日本国 長野県松本市島立1132番地18 1132-18, Shimadachi, Matsumoto-shi, Nagano 3900852 Japan	
IV-1-3	電話番号	0263-40-1881	
IV-1-4	ファクシミリ番号	0263-40-1883	
IV-1-5	電子メール	s_yokozawa@rio.odn.ne.jp	
V	国の指定		
V-1	この願書を用いてされた国際出願は、規則 4.9(a)に基づき、国際出願の時点で拘束さ れる全てのPCT締約国を指定し、取得しうる あらゆる種類の保護を求め、及び該当する 場合には広域と国内特許の両方を求める 国際出願となる。		
VI-1	優先権主張	なし (NONE)	
VII-1	特定された国際調査機関(ISA)	日本国特許庁 (ISA/JP)	
VIII	申立て	申立て数	
VIII-1	発明者の特定に関する申立て	-	
VIII-2	出願し及び特許を与えられる国際出願日 における出願人の資格に関する申立て	-	
VIII-3	先の出願の優先権を主張する国際出願日 における出願人の資格に関する申立て	-	
VIII-4	発明者である旨の申立て(米国を指定国と する場合)	-	
VIII-5	不利にならない開示又は新規性喪失の例 外に関する申立て	-	

特許協力条約に基づく国際出願願書

原本(出願用)

IX	照合欄	用紙の枚数	添付された電子データ
IX-1	願書(申立てを含む)	3	✓
IX-2	明細書	11	-
IX-3	請求の範囲	3	-
IX-4	要約	1	✓
IX-5	図面	4	-
IX-7	合計	22	
	添付書類	添付	添付された電子データ
IX-8	手数料計算用紙	✓	-
IX-9	個別の委任状の原本	✓	-
IX-17	PCT-SAFE 電子出願	-	✓
IX-18	その他:	納付する手数料に相当する特許印紙を貼付した書面	
IX-18	その他:	国際事務局の口座への振込を証明する書面	
IX-19	要約書とともに提示する図の番号	3 C	
IX-20	国際出願の使用言語名	日本語	
X-1	出願人、代理人又は代表者の記名押印		
X-1-1	氏名(姓名)	横沢 志郎	
X-1-2	署名者の氏名		
X-1-3	権限		

受理官庁記入欄

10-1	国際出願として提出された書類の実際の受理の日	
10-2	図面	
10-2-1	受理された	
10-2-2	不足図面がある	
10-3	国際出願として提出された書類を補完する書類又は図面であってその後期間内に提出されたものの実際の受理の日(訂正日)	
10-4	特許協力条約第11条(2)に基づく必要な補完の期間内の受理の日	
10-5	出願人により特定された国際調査機関	ISA/JP
10-6	調査手数料未払いにつき、国際調査機関に調査用写しを送付していない	

国際事務局記入欄

11-1	記録原本の受理の日	
------	-----------	--

明細書

波動歯車装置

5 技術分野

本発明は、ガスタービンなどの高速動力源の高速出力回転を減速するために用いるのに適した高速回転対応型の波動歯車装置に関するものである。

10 背景技術

典型的な波動歯車装置は、円環状の剛性内歯歯車と、この内側に同心状態に配置した円環状の可撓性外歯歯車と、この内側に嵌めた楕円形輪郭の波動発生器とを備えている。可撓性外歯歯車は波動発生器によって楕円形に撓められ、その楕円形の長軸方向の両端部分において、剛性内歯歯車に噛み合っている。両歯車には $2n$ (n は正の整数) の歯数差があるので、モータなどの回転駆動源によって波動発生器を回転すると、両歯車の噛み合い位置が周方向に移動して、両歯車には歯数差に応じた相対回転が発生する。一般には剛性内歯歯車が固定され、可撓性外歯歯車から大幅に減速された回転が出力される。

20 波動発生器は、モータ等の出力軸に連結される回転入力軸と、この回転入力軸に同心状態で取り付けられた楕円形輪郭の剛性プラグと、この剛性プラグの外周面に取り付けたウェーブベアリングとを備えている。ウェーブベアリングは薄肉の可撓性の外輪および内輪を備えており、内輪が剛性プラグの楕円形の外周面に一体回転するように装着され、外輪が剛性プラグによって可撓性外歯歯車の内周面に押し付けられている。

25 波動発生器によって楕円形状に撓められた状態で可撓性外歯歯車が回転するので、真円の状態で回転する場合に比べて、回転時にウェーブベアリングに作用する摩擦抵抗が大きくなる。そこで、ローラなどの他の

形状の転動体を備えた軸受に比べて転がり摩擦抵抗が低いボールベアリングがウェーブベアリングとして一般的に採用されている。

ここで、ボールベアリングを備えた波動発生器を高速回転させた場合には次のような問題点が発生する。

- 5 (1)ボールベアリングのボールの単位時間当たりの転動回数が増加するので、ボールの転動疲労寿命が低下する。
- (2)ボールベアリングに作用する潤滑剤による攪拌抵抗が大きくなり、それに伴って発熱量が多くなる。この結果、ボールベアリングの摺動部分に潤滑不良が発生し、ボールベアリングの寿命が低下する。
- 10 (3)ボールベアリングのボールの公転速度が増すので、ボールに作用する遠心力が増加する。ボールに作用する遠心力はサイズの大きなボールベアリングにおいては特に大きくなる。この結果、特に外輪に大きな荷重が作用するので、その転動疲労寿命が低下する。このため、特に大型型番の波動歯車装置においては、最高回転速度が低く抑えられている。
- 15 このように、波動歯車装置においては、ウェーブベアリングの寿命などが制約となって、ガスタービンなどの高速回転装置の減速装置として用いるのに適していなかった。また、波動歯車装置は増速装置として利用することが可能であるが、最高回転速度の速度限界が低いので増速装置としての用途が限られていた。

20

発明の開示

本発明の課題は、このような点に鑑みて、高速回転装置の減速装置として用いるのに適した波動歯車装置を提案することにある。

- また、本発明の課題は、増速装置として用いるのに適した波動歯車装置を提案することにある。
- 25

本発明の波動歯車装置では、波動発生器と可撓性外歯歯車を相対回転自在に保持するために、低速回転時にはウェーブベアリングによる転がりを利用している。また、ウェーブベアリング外輪外周面と可撓性外歯

歯車の内周面の間に十分な油膜あるいは気体膜が形成される高速回転時には、ウェーブベアリングを波動発生器の剛性プラグと一体回転するように拘束して、油膜あるいは気体膜による流体潤滑を利用するようにしている。

- 5 波動発生器と可撓性外歯歯車を相対回転自在に保持するための軸受機構をこのように構成すると、高速回転時にはウェーブベアリングの転動体が回転しないので、転動疲労が発生しない。また、転動体が自転および公転しないので、転動体の遠心力に起因する外輪などの転動疲労も発生しない。さらには、潤滑剤による大きな攪拌抵抗に起因する発熱を抑制できる
- 10 ので、潤滑不良によるボールベアリングの寿命の低下も抑制できる。一方、低速回転時には、波動発生器と可撓性外歯歯車の間の相対滑り速度が低いので、これらの間には十分な油膜あるいは気体膜が形成されず、滑り軸受状態を形成できない。本発明では、低速回転時には、ウェーブベアリングの拘束が解除されるので、従来と同様に、ウェーブ
- 15 ベアリングによる転がり軸受状態が形成される。

詳細に説明すると、本発明の波動歯車装置は、

環状の剛性内歯歯車と、

前記剛性内歯歯車の内側に配置された環状の可撓性外歯歯車と、

- 前記可撓性外歯歯車を半径方向に撓めて前記剛性内歯歯車に部分的に
- 20 噛み合わせ、両歯車の噛み合い位置を周方向に回転させる波動発生器と、
- 前記可撓性外歯歯車および前記波動発生器を相対回転自在の状態に保持している軸受機構とを有し、

- 前記軸受機構は、前記波動発生器の回転数に応じて、転動体による転がり軸受状態と、油膜などの流体潤滑膜による滑り軸受状態とに可逆的に切り換わることを特徴としている。
- 25

ここで、前記波動発生器は剛性プラグと転がり軸受とを備えており、前記転がり軸受は、前記剛性プラグの外周面に嵌めた内輪と、前記可撓性外歯歯車の内周面に流体潤滑膜を介して接している外輪と、これら内

輪および外輪の間に装着された転動体とを備えている。

前記軸受機構は、前記転がり軸受と、前記流体潤滑膜と、前記波動発生器の回転数が所定回転以上になると、前記転がり軸受を前記剛性プラグと一体回転するように拘束する拘束部材とを備えた構成とすることができる。

前記拘束部材として、前記転がり軸受における前記転動体を保持しているリテーナを利用することができる。この場合には、このリテーナの少なくとも一部の部位を、前記波動発生器の回転数の上昇に伴って当該リテーナに作用する遠心力によって半径方向の外側に変位させて、前記外輪および／または前記転動体に接触した状態を形成すればよい。

また、前記リテーナの前記部位を、前記波動発生器の回転数が低下すると、弾性復帰力により半径方向の内側に変位させて、前記外輪および／または前記転動体から離れた状態を形成すればよい。

さらに、前記リテーナの前記部位における前記外輪および／または前記転動体に対する摩擦接触面は、当該リテーナの他の部分に比べて摩擦係数の高い高摩擦面であることが望ましい。

転がり軸受状態から滑り軸受状態に完全に切り換えるためには、前記波動発生器が所定回転数以上になると、前記リテーナと前記外輪および／または前記転動体の間に発生する接触摩擦抵抗が、前記外輪外周面と前記可撓性外歯歯車の内周面の間に発生する接触摩擦抵抗よりも大きくなるようにすればよい。

次に、前記拘束部材として、前記剛性プラグあるいは前記内輪に対して半径方向に移動可能な状態に取り付け、前記波動発生器の回転に伴って当該拘束部材に作用する遠心力によって半径方向の外側に移動して、前記外輪および／または前記転動体に接触した状態に移行する部材を用いることができる。

この場合においても、前記拘束部材は、前記波動発生器の回転数が低下すると、弾性復帰力により半径方向の内側に移動して、前記外輪およ

び／または前記転動体から離れた状態に移行する構成とすればよい。

また、前記拘束部材における前記外輪および／または前記転動体に対する摩擦接触面は、当該拘束部材の他の部分に比べて摩擦係数の高い高摩擦面とすることが望ましい。

- 5 さらに、前記波動発生器が所定回転以上になると、前記拘束部材と前記外輪および／または前記転動体の間に発生する接触摩擦抵抗が、前記外輪外周面と前記可撓性外歯歯車の内周面の間に発生する接触摩擦抵抗よりも大きくなることが望ましい。

- 10 一方、波動発生器の転がり軸受としては、転がり摩擦抵抗が低いボールベアリングを用いることが望ましい。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明を適用した波動歯車装置の一例を示す縦断面図である。

図 2 は、図 1 の波動歯車装置の断面構成図である。

- 15 図 3 A ないし図 3 D は、図 1 の波動歯車装置におけるウェーブベアリングのリテーナの構造および動作を示す説明図である。

図 4 A および図 4 B は、本発明による拘束部材の別の例を示す説明図である。

20 (符号の説明)

- 1、1 A 波動歯車装置、 2 剛性内歯歯車
 2 4 内歯、 3 可撓性外歯歯車
 3 a 内周面部分、 3 4 外歯
 4 波動発生器、 4 1 入力軸
 25 4 2 剛性プラグ、 4 3 ウェーブベアリング
 4 4 内輪、 4 5 外輪
 4 5 a 外輪外周面、 4 6 ボール
 4 7 リテーナ、 5 弾性リング

6 仕切片、 7 分割側板片

7 1 本体部材、 7 2 摩擦接触部材

7 2 a 摩擦接触面、 9 潤滑油膜

1 0 拘束部材、 1 1 拘束板

5 1 1 b 本体部材、 1 1 c 摩擦接触部材

1 1 d 摩擦接触面、 1 1 e ガイド穴

1 2 弾性リング、 1 3 ガイドピン

発明を実施するための最良の形態

10 以下に、図面を参照して、本発明を適用した波動歯車装置を説明する。

図 1 は波動歯車装置を示す縦断面図であり、図 2 は装置軸線に直交する面で切断した場合の断面構成図である。波動歯車装置 1 は、所謂「カップ型波動歯車装置」と呼ばれる形式のものであり、円環状の剛性内歯歯車 2 の内側に、カップ形状の可撓性外歯歯車 3 が同心状態で配置され、

15 この内側に楕円形輪郭の波動発生器 4 が同心状態に装着されている。カップ形状の可撓性外歯歯車 3 は、円筒状胴部 3 1 と、この軸線方向の一端を封鎖している円環状のダイヤフラム 3 2 と、このダイヤフラム 3 2 の内周縁に連続している円環状のボス 3 3 とを備えている。円筒状胴部 3 1 の他方の端部の外周面部分に外歯 3 4 が形成されており、外歯 3 4
20 は剛性内歯歯車 2 の内歯 2 4 に対峙しており、当該内歯 2 4 に噛み合い可能である。

楕円形輪郭の波動発生器 4 は、中空の入力軸 4 1 と、この外周に同心状態に固定した楕円形輪郭の剛性プラグ 4 2 と、剛性プラグ 4 2 の外周に装着したウェーブベアリング 4 3 とを備えている。ウェーブベアリン
25 グ 4 3 は、薄肉の可撓性の内輪 4 4 および外輪 4 5 と、これらの間に転動自在の状態で挿入されている複数のボール 4 6 と、各ボール 4 6 を円周方向に沿って一定の間隔で転動自在の状態で保持しているリテーナ 4 7 とを備えている。ウェーブベアリング 4 3 は、その内輪 4 4 が剛性プ

ラグ 4 2 の外周面 4 2 a に装着されて、全体として楕円形に撓められた状態となっている。また、剛性プラグ 4 2 によって、ウェーブベアリング 4 3 の外輪外周面 4 5 a が、可撓性外歯歯車 3 の外歯形成部分の内周面部分 3 a に押し付けられ、初期状態が真円である当該外歯形成部分を
5 楕円形に撓めている。この結果、楕円形の長軸方向の両端部分に位置している外歯 3 4 が、真円状態の剛性内歯歯車 2 の内歯 2 4 に押し付けられて、内歯 2 4 に噛み合っている。

外歯 3 4 と内歯 2 4 の歯数差は 2 枚(一般には、 n を正の整数とすると、 $2n$ 枚)である。波動発生器 4 が回転して両歯車 2、3 の噛み合い位置が
10 周方向に移動すると、両歯車の歯数差に起因して、両歯車に相対回転が発生する。例えば、剛性内歯歯車 2 を回転しないように固定すれば、可撓性外歯歯車 3 が、波動発生器 4 の回転数に対して、所定の減速比で減速された回転数で回転する。

図 3 A ~ 3 D はウェーブベアリング 4 3 のリテーナ 4 7 の構造および
15 動作を示す説明図である。本例のウェーブベアリング 4 3 のリテーナ 4 7 は、当該ウェーブベアリング 4 3 を剛性プラグ 4 2 と一体回転するように拘束するための拘束部材として機能する。そのために、リテーナ 4 7 は、円周方向および半径方向に弾性変形可能な左右一対の弾性リング 5、5 と、これらの間に、円周方向に沿って一定の間隔で架け渡した剛
20 性の仕切片 7 と、各仕切片 7 の間の位置において、左右の弾性リング 5、5 にそれぞれ固定されている分割側板片 8 とを備えている。仕切片 7 の円周方向の両側面は湾曲面 7 a、7 b とされており、仕切片 7 の間が各ボール 4 6 を転動自在の状態に保持するためのポケットとなっている。

ここで、各分割側片 8 は、本体部材 8 1 と、この本体部材 8 1 における外輪側の端面に積層固定した摩擦接触部材 8 2 からなる複合部材であり、摩擦接触部材 8 2 の外輪側の端面は外輪内周面 4 5 b に対応した輪郭形状の摩擦接触面 8 2 a とされている。
25

この構成の波動歯車装置 1 の動作を説明する。波動発生器 4 が低速回

転状態においては、ウェーブベアリング 4 3 が機能して、波動発生器 4 と可撓性外歯歯車 3 の間が相対回転自在の状態に保持される。波動発生器 4 の回転数が上昇すると、それに伴って、弾性リング 5 に取り付けられている仕切片 7 および分割側板片 8 に作用する遠心力も増加する。この結果、仕切片 7 および分割側板片 8 は半径方向の外側(外輪側)に徐々に変位する。

図 3 C、3 D に示すように、仕切片 7 が外側に変位すると、その両側の湾曲面 7 a、7 b の内輪側の部分が左右のボール 4 6 の内輪側の外周面部分に接触する。これらの接触面に発生する接触摩擦抵抗により、各ボール 4 6 の回転が拘束され始める。また、各分割側板片 8 の外輪側の摩擦接触面 8 2 a が外輪内周面 4 5 b に接触する。これらの接触面に発生する接触摩擦抵抗により、リテーナ 4 7 の回転が拘束され始める。

一方、波動発生器 4 の回転数が増加すると、可撓性外歯歯車 3 と波動発生器 4 の間の相対滑り回転数も増加する。波動歯車装置 1 の内部には不図示の潤滑油供給機構から潤滑油が供給されており、これらの間に潤滑油膜 9 が形成され始める。この結果、可撓性外歯歯車 3 と波動発生器 4 の間の滑り摩擦抵抗が減少し始める。すなわち、可撓性外歯歯車 3 の外歯形成部分の内周面部分 3 a と、ウェーブベアリング 4 3 の外輪外周面 4 5 a の間に形成される潤滑油膜 9 によって、これらの滑り摩擦抵抗が減少する。

波動発生器 4 が所定回転数(第 1 の回転数)以上の高速回転状態になると、各仕切片 7 および各分割側板片 8 に作用する遠心力による接触摩擦抵抗が、可撓性外歯歯車 3 とウェーブベアリングの外輪外周面 4 5 a の間に発生する滑り摩擦抵抗よりも大きくなる。この結果、ボール 4 6、リテーナ 4 7 および外輪 4 5 が、剛性プラグ 4 2 の外周面 4 2 a に固定されている内輪 4 4 に対して、一体回転するように拘束され、ボール 4 6 の自転および公転が阻止される。よって、波動発生器 4 と可撓性外歯歯車 3 の間は、ウェーブベアリング 4 3 による転がり軸受状態から、こ

れらの間に形成されている潤滑油膜による滑り軸受状態に完全に切り換わる。

波動発生器 4 が所定回転数(第 1 の回転数)より低下すると、リテーナ 4 7 の各仕切片 7 および各分割側板片 8 による接触摩擦抵抗が、可撓性 5 外歯歯車 3 と波動発生器 4 の間の滑り摩擦抵抗よりも小さくなる。この結果、潤滑油膜による滑り軸受状態およびウェーブベアリング 4 3 による転がり軸受状態が並存した状態に移行する。波動発生器 4 の回転数の減少に伴って、リテーナ 4 7 の弾性リング 5 の弾性復帰力によって各仕切片 7 および各分割側板片 8 が半径方向の内側に徐々に戻る。よって、 10 波動発生器 4 の回転数が、第 1 の回転数よりも低い所定の回転数(第 2 の回転数)を下回ると、図 3 A、3 B に示すように、ウェーブベアリング 4 3 による転がり軸受状態に移行する。

このように、本例の波動歯車装置 1 における波動発生器 4 と可撓性外歯歯車 3 を相対回転自在に保持している軸受機構では、波動発生器 4 が 15 第 2 の回転数以下の低速回転状態では、ウェーブベアリング 4 3 による転がり軸受状態が形成される。また、波動発生器 4 が第 2 の回転数から第 1 の回転数の間では、ウェーブベアリング 4 3 による転がり軸受状態と、波動発生器および可撓性外歯歯車の間に形成される潤滑油膜による滑り軸受状態が並存する。さらに、波動発生器 4 が第 1 の回転数以上の 20 高速回転になると、ウェーブベアリング 4 3 による転がり軸受状態から、潤滑油膜による滑り軸受状態に完全に移行する。

したがって、本例の波動歯車装置 1 では、高速回転状態では、ウェーブベアリング 4 3 の回転が拘束され、ボール 4 6 の自転および公転が阻止される。よって、高速回転によりボール 4 6、外輪 4 5 などに転動疲労が発生することがない。この結果、従来よりも高速の回転を入力可能な波動歯車装置を実現できる。また、高速回転が可能になるので、増速 25 装置として用いるのに適した波動歯車装置を実現できる。

(拘束部材の別の例)

図 4 A、4 B は、ウェーブベアリング 4 3 を剛性プラグ 4 2 に一体回転するように拘束するための拘束部材の一例を示す説明図である。本例の波動歯車装置 1 A では、一般的に用いられるウェーブベアリング 4 3 A が採用されている。このウェーブベアリング 4 3 A の回転を拘束するための拘束部材 1 0 は、波動発生器 4 の剛性プラグ 4 2 の側面に放射状に取り付けた複数枚の扇形の拘束板 1 1 と、これらの拘束板 1 1 の内周端に形成した L 形状のフック 1 1 a に架け渡されている弾性リング 1 2 とを備えている。拘束板 1 1 は、本体部材 1 1 b と、この本体部材 1 1 b における外周面に積層固定した摩擦接触部材 1 1 c とからなる複合部材であり、摩擦接触部材 1 1 c は本体部材 1 1 b よりも摩擦係数が高い素材から形成されている。この摩擦接触部材 1 1 c の外輪側の端面は、外輪内周面 4 5 b に対応した輪郭形状の摩擦接触面 1 1 d とされている。

各拘束板 1 1 には、半径方向に長いガイド穴 1 1 e が形成されており、各ガイド穴 1 1 e には、ガイドピン 1 3 がスライド可能に差し通されている。ガイドピン 1 3 の脚部分 1 3 a は剛性プラグ 4 2 に打ち込み固定されており、その頭部 1 3 b はガイド穴 1 1 e から抜けないようにガイド穴 1 1 e の幅よりも大径とされている。弾性リング 1 2 は、円周方向および半径方向に弾性変形可能である。

この構成の拘束部材 1 0 を備えた波動歯車装置 1 A において、波動発生器 4 が低速回転状態では、ウェーブベアリング 4 3 A により、波動発生器 4 と可撓性外歯歯車 3 が相対回転自在の状態に保持されている。波動発生器 4 の回転が所定回転数以上の高速回転状態になると、各拘束板 1 1 の摩擦接触面 1 1 d と、これが接触している外輪内周面 4 5 b の間に発生する接触摩擦抵抗が、ウェーブベアリング 4 3 A の外輪外周面 4 5 a と可撓性外歯歯車 3 の内周面部分 3 a の間の滑り摩擦抵抗よりも大きくなる。この結果、拘束部材 1 0 によってウェーブベアリング 4 3 A が剛性プラグ 4 2 と一体回転するように拘束され、ウェーブベアリング

4 3 Aによる転がり軸受状態から、波動発生器 4 と可撓性外歯歯車 3 の間に形成されている潤滑油膜による滑り軸受状態に切り換わる。波動発生器 4 が低速回転状態に戻ると、再びウェーブベアリング 4 3 Aによる転がり軸受状態に戻る。

- 5 本例の拘束部材 1 0 を備えた波動歯車装置 1 Aによっても、前述した波動歯車装置 1 と同様の作用効果が得られる。

なお、上記の各例では、ウェーブベアリングとしてボールベアリングを用いているが、ローラベアリングなどの他の転がり軸受を採用することも可能である。

10

産業上の利用の可能性

- 以上説明したように、本発明の波動歯車装置では、低速回転時には、ボールベアリングなどの転がり軸受によって波動発生器と可撓性外歯歯車を相対回転自在の状態に支持し、高速回転時には、転がり軸受の機能を停止して、波動発生器および可撓性外歯歯車の相対滑り面に形成される油膜や気体膜による滑りを利用して、これらを相対回転自在の状態に支持している。
- 15

- したがって、高速回転時には転がり軸受が機能しないので、高速回転に伴う転がり軸受の転動体や外輪の寿命低下が発生せず、また、転がり
- 20 軸受の転動疲労に起因する最高回転速度の制限も無くなる。よって、本発明によれば、高速回転対応型の波動歯車装置を実現できる。また、増速装置として用いるのに適した波動歯車装置を実現できる。

請求の範囲

1. 環状の剛性内歯歯車と、

前記剛性内歯歯車の内側に配置された環状の可撓性外歯歯車と、

- 5 前記可撓性外歯歯車を半径方向に撓めて前記剛性内歯歯車に部分的に噛み合わせ、両歯車の噛み合い位置を周方向に回転させる波動発生器と、
前記可撓性外歯歯車および前記波動発生器を相対回転自在の状態に保持している軸受機構とを有し、

10 前記軸受機構は、前記波動発生器の回転数に応じて、転動体による転がり軸受状態と、油膜などの流体潤滑膜による滑り軸受状態とに可逆的に切り換わる波動歯車装置。

2. 請求項 1 において、

前記波動発生器は剛性プラグと転がり軸受とを備え、

- 15 前記転がり軸受は、前記剛性プラグの外周面に嵌めた内輪と、前記可撓性外歯歯車の内周面に流体潤滑膜を介して接している外輪と、これら内輪および外輪の間に装着された転動体とを備えており、

前記軸受機構は、前記転がり軸受と、前記流体潤滑膜と、前記波動発生器の回転数が所定回転以上になると、前記転がり軸受を前記剛性プラグと一体回転するように拘束する拘束部材とを備えている波動歯車装置。

20

3. 請求項 2 において、

前記転がり軸受は、前記拘束部材として機能する、前記転動体を保持しているリテーナを備えており、

- 25 このリテーナの少なくとも一部の部位は、前記波動発生器の回転数の上昇に伴って当該リテーナに作用する遠心力によって半径方向の外側に変位して、前記外輪および／または前記転動体に接触した状態に移行する波動歯車装置。

4. 請求項3において、

前記リテーナの前記部位は、前記波動発生器の回転数が低下すると、
弾性復帰力により半径方向の内側に変位して、前記外輪および／または
5 前記転動体から離れた状態に移行する波動歯車装置。

5. 請求項3または4において、

前記リテーナの前記部位における前記外輪および／または前記転動体
に対する摩擦接触面は、当該リテーナの他の部分に比べて摩擦係数の高
10 い高摩擦面とされている波動歯車装置。

6. 請求項3、4または5において、

前記波動発生器が所定回転数以上になると、前記リテーナと前記外輪
および／または前記転動体の間に発生する接触摩擦抵抗が、前記外輪外
15 周面と前記可撓性外歯歯車の内周面の間に発生する接触摩擦抵抗よりも
大きくなる波動歯車装置。

7. 請求項2ないし6のうちのいずれかの項において、

前記転がり軸受はボールベアリングである波動歯車装置。

20

8. 請求項2において、

前記拘束部材は、前記剛性プラグあるいは前記内輪に対して半径方向
に移動可能な状態で固定されており、前記波動発生器の回転に伴って当
該拘束部材に作用する遠心力によって半径方向の外側に移動して、前記
25 外輪および／または前記転動体に接触した状態に移行する波動歯車装置。

9. 請求項8において、

前記拘束部材は、前記波動発生器の回転数が低下すると、弾性復帰力

により半径方向の内側に移動して、前記外輪および／または前記転動体から離れた状態に移行する波動歯車装置。

10. 請求項9において、

- 5 前記拘束部材における前記外輪および／または前記転動体に対する摩擦接触面は、当該拘束部材の他の部分に比べて摩擦係数の高い高摩擦面とされている波動歯車装置。

11. 請求項8、9または10において、

- 10 前記波動発生器が所定回転以上になると、前記拘束部材と前記外輪および／または前記転動体の間に発生する接触摩擦抵抗が、前記外輪外周面と前記可撓性外歯歯車の内周面の間に発生する接触摩擦抵抗よりも大きくなる波動歯車装置。

- 15 12. 請求項8ないし11のうちのいずれかの項において、
前記転がり軸受はボールベアリングである波動歯車装置。

図1

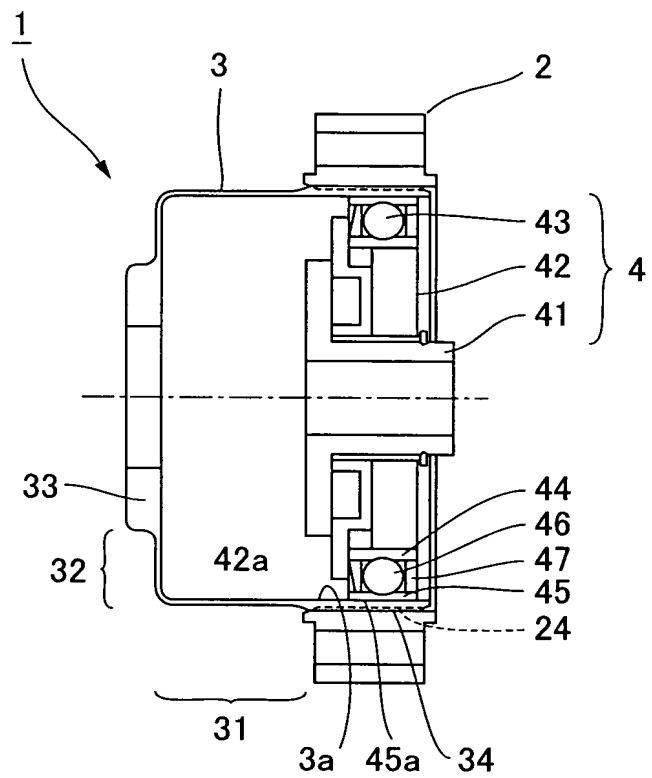


图2

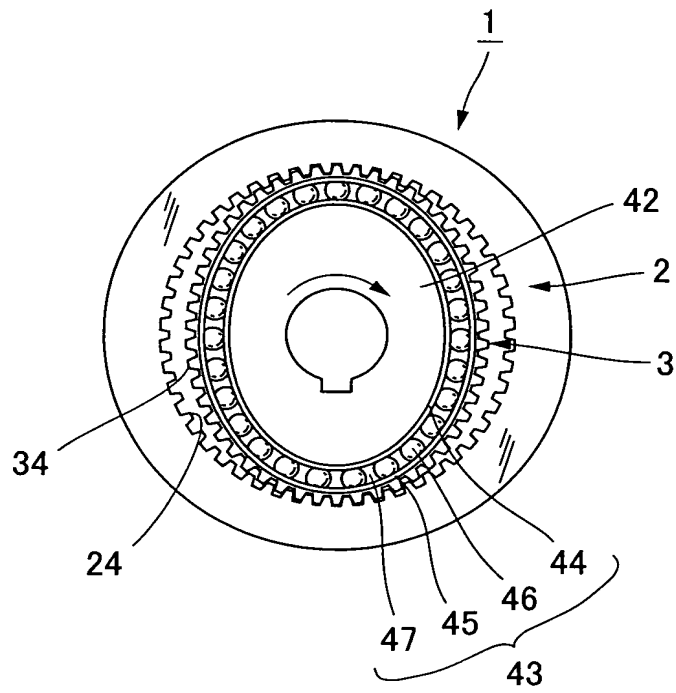


図 3A

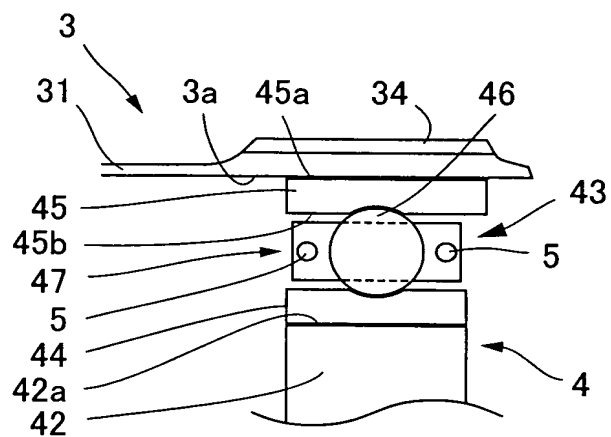


図3B

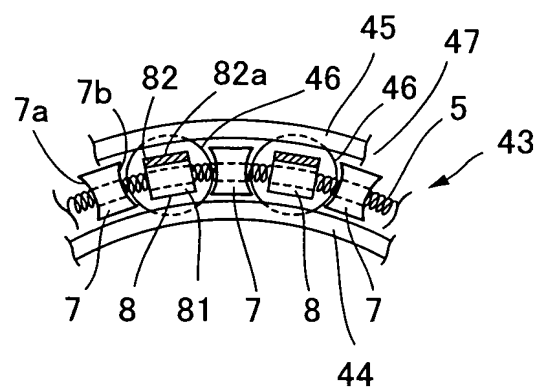


図 3C

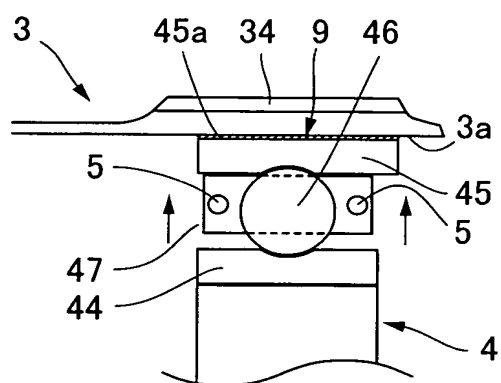


図3D

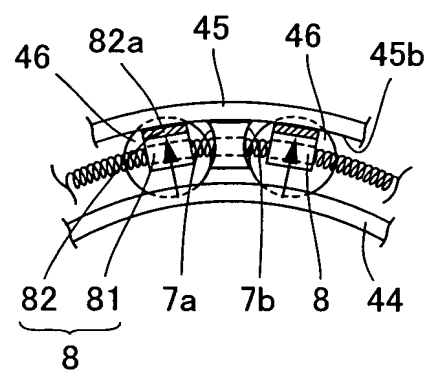


図4A

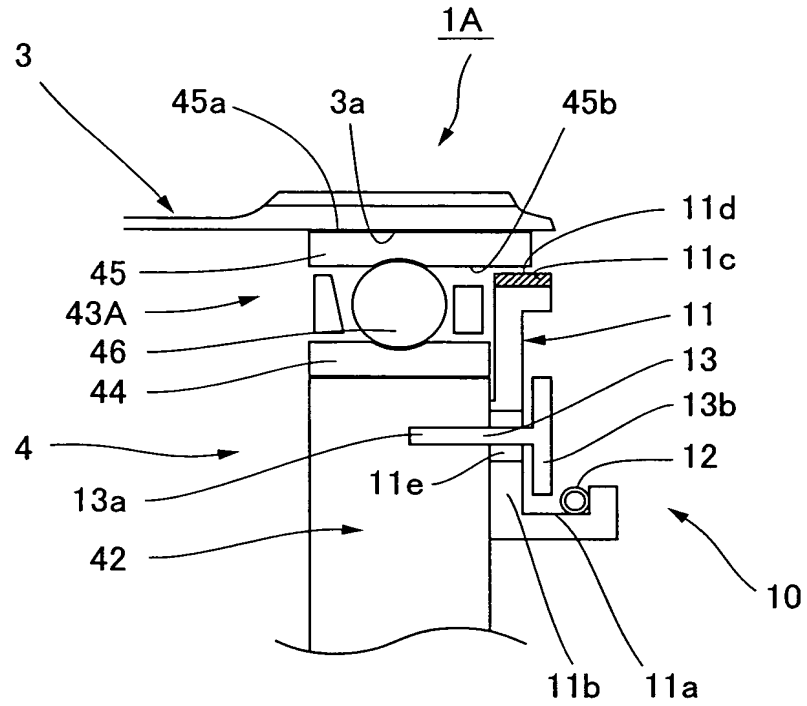
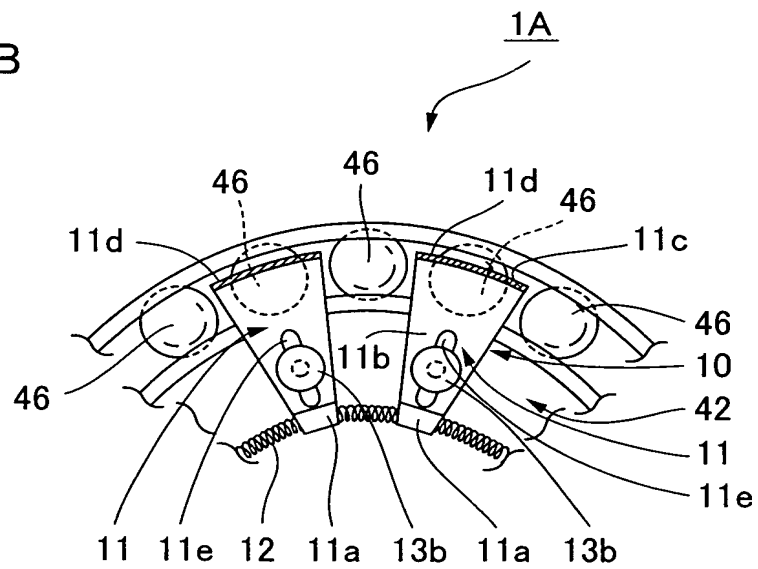


図4B



要約書

波動歯車装置(1)の波動発生器(4)が低速回転状態では、ウェーブベアリング(43)による転がり軸受状態が形成され、波動発生器(4)と可撓性外歯歯車(3)が相対回転自在の状態に保持される。波動発生器(4)が高速回転状態では、ウェーブベアリング(43)のリテーナ(47)の構成部材である仕切片(7)および分割側板片(8)が外側に変位してボール(46)の自転、公転を阻止するので、波動発生器(4)と可撓性外歯歯車(3)の間に形成されている潤滑油膜(9)による滑り軸受状態が形成され、これらが相対回転自在の状態に保持される。波動発生器(4)が低速状態に戻ると、リテーナ(47)の弾性リング(5)の弾性復帰力によりウェーブベアリング(43)の拘束が解除され、転がり軸受状態に戻る。高速回転時にウェーブベアリング(43)に転動疲労が発生しないので、高速回転を入力可能な波動歯車装置を実現できる。